



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) **Patentschrift**
(10) **DE 42 02 466 C 2**

(51) Int. Cl. 5:
F03C 2/08
F 01 C 1/10

(21) Aktenzeichen: P 42 02 466-8-15
(22) Anmeldetag: 29. 1. 92
(23) Offenlegungstag: 5. 8. 93
(25) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 20. 10. 94

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

(23) Patentinhaber:
Voulgaris, Andres, 83734 Hausham, DE

(24) Vertreter:
Bardelie, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw.; Pagenberg, J.,
Dr.jur., Rechtsanw.; Dost, W., Dipl.-Chem.
Dr.rer.nat.; Altenburg, U., Dipl.-Phys., Pat.-Anwälte;
Frohwitter, B., Dipl.-Ing., Rechtsanw.; Geißler, B.,
Dipl.-Phys.Dr.jur., Pat.- u. Rechtsanw.; Dosterschill,
P., Dipl.-Ing.Dipl.-Wirtsch.-Ing.Dr.rer.pol.; Rost, J.,
Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 81679 München

(22) Erfinder:
gleich Patentinhaber

(55) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS	18 09 445
DE-AS	12 93 599
DE	35 26 319 A1
DE	33 42 131 A1
DE-OS	23 65 057
DE-OS	14 03 885
US	34 90 383

(54) Hydraulischer Motor

DE 42 02 466 C 2

DE 42 02 466 C 2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Motor mit einem Rotor auf der Motorwelle und einem exzentrisch umlaufenden Rotorring.

Ein Motor dieser Art gemäß dem Stand der Technik ist in Fig. 3 wiedergegeben. Bei einem derartigen Motor ist der Ventileller bzw. die Verteilerscheibe in axialer Richtung wegen der Einbeziehung ins Gehäuse fixiert. Die deshalb möglichen hohen Anpreßkräfte in axialer Richtung können erhebliche Verschleißerscheinungen ergeben und die Lebensdauer des Motors beeinträchtigen. Auch werden dadurch die Start- und Leerlauf-eigenschaften des Motors beeinflußt.

In der US-PS 3 490 383 ist ein Hydraulikmotor bzw. eine Hydraulikpumpe beschrieben, bei dem bzw. bei der ein gezahnter Rotor und ein gehäzter Rotorring miteinander kämmend bei Anlegen eines Druckes eines Arbeitsfluids bzw. eines Antriebsdrehmoments rotieren. Der Rotor ist in axialer Richtung fixiert, und die in axialer Richtung beider Seiten der Rotor/Rotorring-Kombination befindlichen Ventilplatten sind mit bzw. im Gehäuse festgelegt. Ein Entlastungsventil, das als hydrostatische Drossel wirkt, ist vorgesehen.

In der DE-OS 33 42 131 ist eine Ringkolbenmaschine beschrieben, die einen gezahnten Rotor und einen Ringkolben mit Innen- und Außenverzahnung aufweist, wobei die Innenverzahnung des Ringkolbens mit der Verzahnung des Rotors im Eingriff ist. An dem axial verschiebbaren Rotor und dem Ringkolben liegen seitlich jeweils eine Verteilerscheibe und eine Steuerscheibe an, wobei die Steuerscheibe mit einem Axialschub beaufschlagt wird und nicht von dem Gehäuse abhebt, der vor allem beim Starten oder beim plötzlichen Leerlauf des Hydromotors zu starken, den Verschleiß fördernden Anpreßkräften führt. Es ist ebenfalls lediglich ein hydrostatisch wirkendes Entlastungsventil angeordnet.

Aufgabe der Erfindung ist, einen derartigen Motor so auszubilden, daß die Starteigenschaften verbessert werden, und der Verschleiß beim Starten und auch vor allem bei niedriger Last verringert wird.

Diese Aufgabe wird erfundungsgemäß durch einen Hydromotor gemäß den Merkmalen im Anspruch 1 gelöst. Durch diese Bauweise wird mittels eines einstellbaren Rückschlagventsils ein gezielter Druckaufbau in den Kammern ermöglicht, so daß ein Druckausgleich an den Verteilerscheiben erreicht, wodurch der Verschleiß stark vermindert wird.

Weitere Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen in Verbindung mit der Zeichnung. Es zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor gemäß der Erfindung.

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor gemäß der Erfindung in einer zweiten Ausführungsform.

Fig. 3 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor des Standes der Technik.

Die Erfindung soll zunächst im Vergleich zum Stand der Technik anhand von Fig. 3 näher erläutert werden.

In Fig. 3 ist ein Längsschnitt eines Hydraulikmotors dargestellt, der eine Motorwelle 17 aufweist, auf der ein Rotor 4 verkeilt ist, auf dem ein exzentrisch umlaufender Rotorring 5 angeordnet ist, der über eine Innenverzahnung mit einer Rotorverzahnung in Eingriff steht. Zwischen Rotor 4 und Rotorring 5 ist eine Antriebskammer 3 ausgebildet, in die Hydrauliköl mit einem Druck

von z. B. 200 bar eingeleitet wird, so daß aufgrund der Exzentrizität des Rotorrings 5 dieser mit der Welle 17 in Drehung versetzt wird. Auf der ein n Seite liegt der Rotor 4 an innerer Verteilerscheibe 9 an, die mit dem Gehäuse 16 des Hydraulikmotors verschraubt ist. Auf der dem Rotor 4 gegenüberliegenden Seite der Verteilerscheibe 9 ist eine Kammer 1 im Gehäuse ausgebildet, in die auf der einen Seite von einem Ölzuflauf A eine Bohrung mit einem nicht einstellbaren Entlastungsventil 10 mündet. Auf der gegenüberliegenden Seite führt eine Bohrung von der Kammer 1 zum Ölauslaß B ebenfalls über ein nicht einstellbares Entlastungsventil (nicht dargestellt). Ein Entlastungsventil 11 steht mit der Antriebskammer 3 in Verbindung und ist auf einen Druck von z. B. 200 bar eingestellt. Die Rückseite dieses Entlastungsventils 11 ist mit der Kammer 1 verbunden. Von dem Ölzuflauf A führt eine Leitung durch das Gehäuse 16 und Verteilerscheibe 9 zur Antriebskammer 3. Auf der gegenüberliegenden Seite führt eine entsprechende Leitung von der Antriebskammer zum Ölauslaß B.

Die Kammer 1 ist als drucklose Kammer ausgelegt. Durch die bei A und B angeschlossenen Geräte und langen Leitungen kann sich ein Rückstau bei A und B ausbilden, der eine Druckentlastung der Kammer 1 nicht immer zuläßt. Dieser Rückstau wirkt sich auch hinter einem Flansch 13 der Verteilerscheibe 6 auf der gegenüberliegenden Seite des Rotors 4 über das zwischen Welle 17 und Rotor 4 vorhandene Spiel in der Kammer 2 aus, die ebenfalls als drucklose Kammer vorgesehen ist. Hierdurch wird kein Druckausgleich an den Verteilerscheiben 6, 9 erzielt, wodurch sich ein erhöhter Verschleiß am Rotor 4 bzw. dem Rotorring 5 und der Verteilerscheibe ergibt.

Eine Widerlagerscheibe 7, die mit einem Dichtungsring 12 versehen ist, liegt am Außenumfang am Gehäuse 16 an, während sie am Innenumfang auf dem Flansch 13 der Verteilerscheibe 6 liegt. Zwischen Verteilerscheibe 6 und Widerlager 7 ist eine Tellerfeder 8 angeordnet. Dieser Zwischenraum bildet eine Gegendruckkammer 25, in welcher der Druck der Antriebskammer 3 herrscht, z. B. 200 bar, da das Öl von der Antriebskammer 3 über den nicht abgedichteten äußeren Umfang der Verteilerscheibe 6 in die Gegendruckkammer 25 gelangt.

Eine Abdichtung der Verteilerscheibe 9 gegenüber dem Gehäuse mittels mehrerer Dichtungsringe 15 ist an einer kegelstumpfförmigen Fläche vorgesehen, und ein Dichtungsring 14 ist an der Motorwelle 17 am Gehäuse 16 angebracht. Die Welle 17 ist im Gehäuse 16 drehbar in Lagern 18 gelagert.

Aufgrund der großen Fläche der Verteilerscheibe 6, die sich über den Durchmesser der Antriebskammer 3 erstreckt, ist der Druck in der Gegendruckkammer 25, der am Rotor 4 wirkt, höher als der Druck von den Seiten der Antriebskammer 3, wobei durch die exzentrische Drehbewegung des Rotorringes 5 ein ungleicher Druckwechsel über dem Umfang auftritt. Die Tellerfeder 8 ist beispielsweise mit 78,5 MPa (800 kg/cm²) vorgespannt und wirkt zusätzlich zum Druck in der Gegendruckkammer 25 auf die Verteilerscheibe 6. Hierdurch treten an den Seitenflächen des Rotors 4 erhebliche Druckkräfte auf, wodurch ein hoher Verschleiß verursacht wird und die Starteigenschaften des Motors verschlechtert werden.

Fig. 1 zeigt die erfundungsgemäße Bauweise eines Hydraulikmotors, wobei für gleiche bzw. entsprechende Bauteile die gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 3 verwendet sind.

Bei dem erfindungsgemäßen Hydraulikmotor sind die Verteilerscheiben bzw. Ventilscheiben 6, 9 im Gehäus in Achsrichtung der Welle 17 beweglich.

Vorzugsweise ist die Kammer 1 als Gegendruckkammer mit einem niedrigen Druck ausglegt, der durch ein einstellbares Rückschlagventil 22 einstellbar ist. Der in der Kammer 1 eingestellte Druck bildet sich über das vorhandene Spiel der Bauteile auch in der Kammer 2 aus. Mit dem den gezielten Druckaufbau in den Kammern 1, 2 ermöglichen einstellbaren Rückschlagventil 22 wird auch ein Druckausgleich an den Verteilerscheiben 6, 9 erzielt, wodurch eine entsprechende Verschleißminderung an den Verteilerscheiben 6 und 9 erzielbar ist. Die Kammer 1 wird durch die zylindrische Verteilerscheibe 9 begrenzt, die in Achsrichtung der Welle 17 im Gehäuse 16 beweglich ist und auf dem Umfang durch Dichtungsringe 15 gegenüber dem Gehäuse 16 abgedichtet ist. Positionierstifte 19 verhindern eine Drehung der Verteilerscheibe 9, lassen aber eine Verstellbewegung in Achsrichtung zu. Diese Verteilerscheibe 9 hat einen Durchmesser, der etwas geringer ist als der Außendurchmesser des Rotorringes 5, wobei die axiale Breite dieser Scheibe 9 so ausgelegt ist, daß sich zwischen Rotor 4 bzw. Rotorring 5 und seitlich begrenzender Gehäusewand ein Zwischenraum 24 bildet. Auf der gegenüberliegenden Seite des Rotors 4 ist eine zylindrische Verteilerscheibe 6 bzw. Ventilscheibe ebenfalls verschiebbar auf der Welle 17 angeordnet, die den gleichen Durchmesser hat, wie die auf der Welle 17 verschiebbare Verteilerscheibe 9. Diese Scheibe 6 wird durch eine Tellerfeder 8 beaufschlagt, die am Gehäuse 16 abgestützt ist. Die untere Kammer 2 hat einen kleineren Durchmesser als die Verteilerscheibe 6 und wirkt als Gegendruckkammer mit niedrigem Druck, der einstellbar ist.

Ein federbeaufschlagtes einstellbares Rückschlagventil 22 ist zwischen der Kammer 1 und Ölzuflauf A bzw. Ölauslaß B angeordnet.

Ein Dichtungsring 21 ist an der Verteilerscheibe 9 am Innenumfang angeordnet, der in Richtung auf die Kammer 1 Drucköl von der Antriebskammer 3 durchläßt, in der Gegenrichtung aber nicht. Des weiteren ist ein Dichtungsring 20 auf dem Außenumfang der Verteilerscheibe 6 vorgesehen.

Bei dem Hydraulikmotor gemäß der Bauweise nach Fig. 1 wirkt der Druck in der Antriebskammer 3 gleichmäßig auf die beiden Verteilerscheiben 9 und 6. Durch einen beiderseits des Rotorringes 5 in axialer Richtung sich ergebenden Zwischenraum 24 erfolgt ein Druckausgleich am Rotorring 5, und die exzentrische Drehbewegung des Rotorringes 5 hat keinen Einfluß mehr bzw. kann nicht mehr zu einem ungleichförmigen Druckwechsel führen. Der Rotorring 5 stabilisiert sich durch den Druck in der Antriebskammer 3 bei z. B. 200 bar. Die Tellerfeder 8 ist auf einen geringen Gegendruck ausgelegt. Aufgrund der geringen Kräfte, die seitlich am Rotor 4 angreifen und durch den Druckausgleich ergibt sich eine erhebliche Verschleißverringerung am Rotor 4 und an den Verteilerscheiben 6, 9, wodurch auch die Starteigenschaften des Hydraulikmotors verbessert werden.

Vorzugsweise werden für die beaufschlagten Bauteile Kugelgrapitguß und Teflonmaterial verwendet.

Fig. 2 zeigt eine Bauweise entsprechend Fig. 1, wobei zusätzlich am Innenumfang der Verteilerscheibe 6 ein Dichtungsring 23 angeordnet ist, der in Richtung auf die Kammer 2 kein Drucköl durchtreten läßt, in der Gegenrichtung aber durchlässig ist.

Das Gehäuse 16 ist wie bei der Bauweise nach Fig. 1 dreiteilig ausgebildet.

Die Welle 17 ist gegenüber dem Gehäuse 16 doppelt abgedichtet durch die Dichtungsringe 20 und 23 sowie den Dichtungsring 14, der ebenfalls so ausgebildet ist, daß er in Richtung auf die Außenseite des Gehäuses 16 kein Öl durchtreten läßt. Bei Motoren, die längere Zeit im Freien stehen und in einer Umgebung mit Säure und Sand arbeiten, entsteht Korrosion an der Welle 17 des Motors, die leicht zu Undichtigkeiten führen kann. Die beschriebene Abdichtung verhindert auch nach längerer Betriebsdauer ein Austreten von Öl.

Es kann auch eine Tellerfeder 26 zwischen der Verteilerscheibe 9 und dem Gehäuse 16 in Fig. 2 vorgesehen sein.

Patentansprüche

1. Hydraulikmotor mit einem auf einer Motorwelle (17) befestigten Rotor (4), der aufweist:

- a) einen auf dem Rotor angeordneten exzentrisch umlaufenden Rotorring (5), der über eine Innenverzahnung mit einer Rotorverzahnung im Eingriff steht;
- b) Verteilerscheiben (6, 9), die beiderseits des Rotors (4) angeordnet und am Gehäuse (16) des Motors abgestützt sind; und
- c) Kammern (1, 2), die zwischen diesen Verteilerscheiben (6, 9) und dem Gehäuse (16) angeordnet sind;

dadurch gekennzeichnet, daß

- d) die Verteilerscheiben (6, 9) im Gehäuse (16) in Achsrichtung der Welle (17) beweglich sind und
- e) zumindest in der einen Kammer (1) ein einstellbares Rückschlagventil (22) angeordnet ist, durch das ein gezielter Druckaufbau zumindest in der einen Kammer (1) mit der Folge eines Druckausgleichs an den Verteilerscheiben (6, 9) erfolgt.

2. Hydraulikmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) einen Durchmesser aufweisen, der kleiner ist als der Bewegungskreis des exzentrischen Rotorringes (5).

3. Hydraulikmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) den gleichen Durchmesser haben.

4. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) durch mindestens eine Tellerfeder (8 bzw. 26) am Gehäuse (16) abgestützt sind.

5. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) aus PTFE-Material bestehen.

6. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß beiderseits des Rotorringes (5) in axialer Richtung ein Zwischenraum (24) zwischen Rotorring (5) und Gehäuse (16) vorgesehen ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

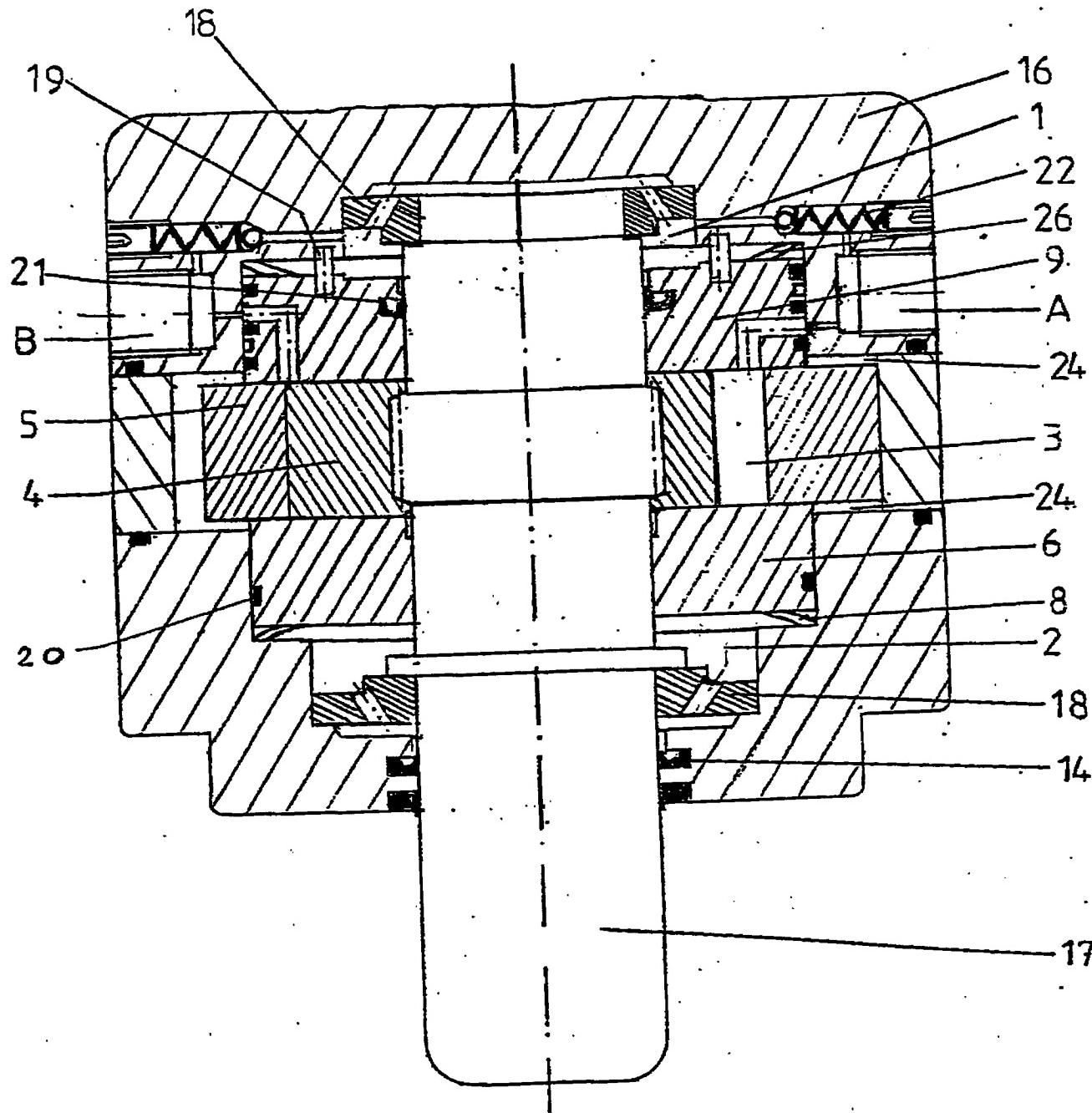


FIG. 1

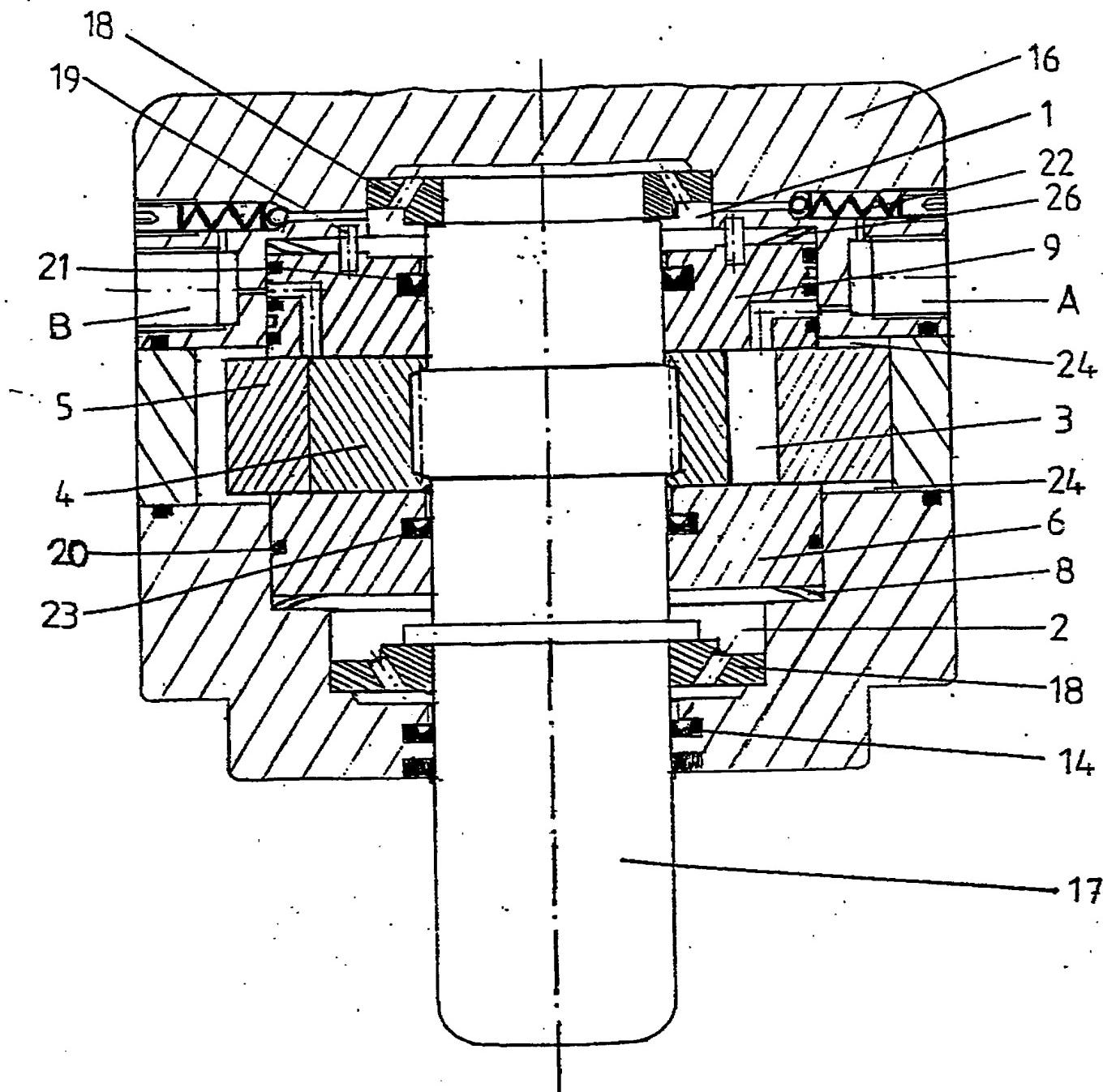


FIG. 2

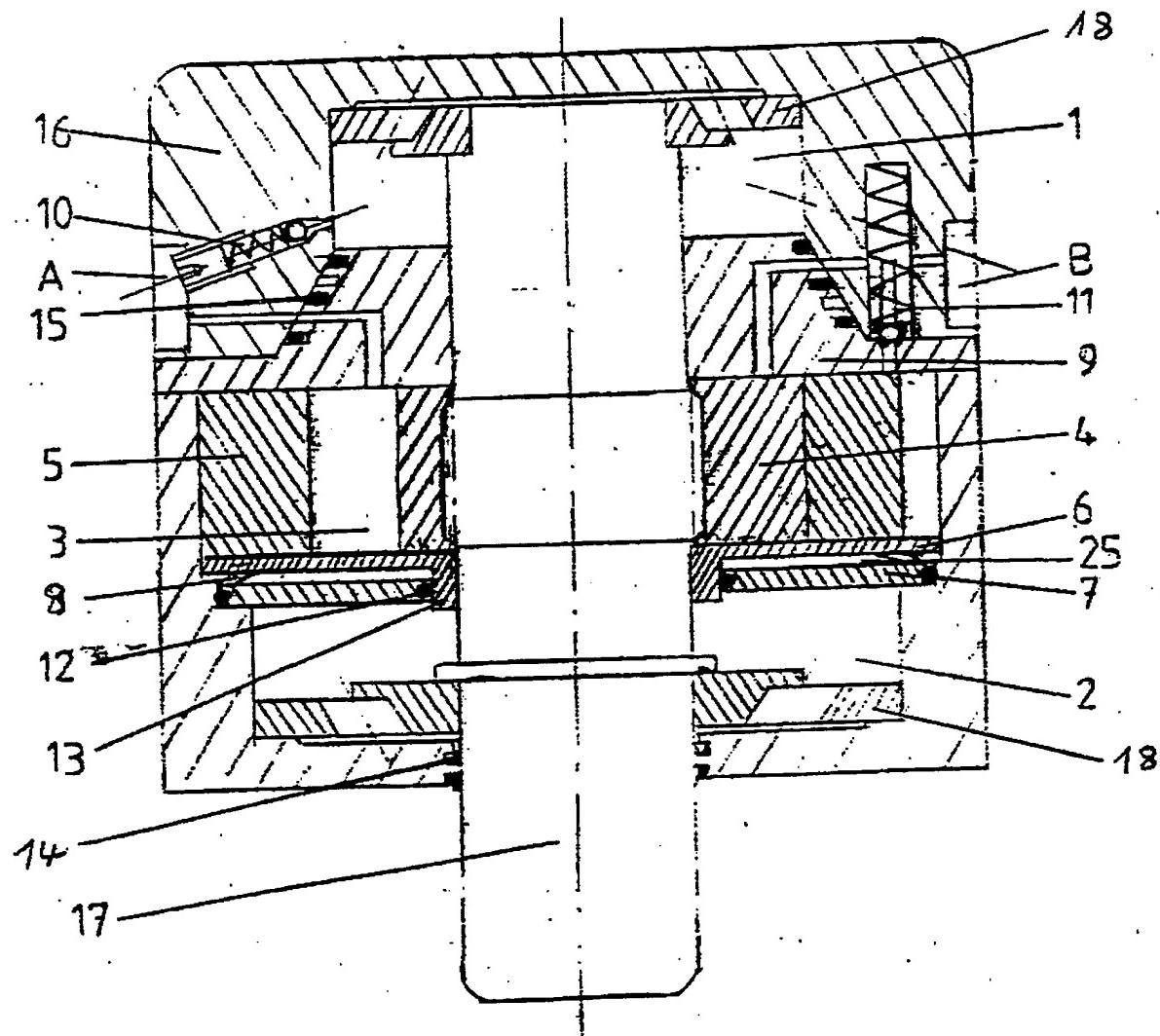


FIG. 3